

# Напряжения в основании зуба и усталостные выкрашивания на его боковой поверхности

**Для расчета запаса прочности зуба шестерни на излом и исследования процесса выкрашивания его боковой поверхности с учетом влияния высокой тяговой мощности, массы поезда и состояния пути используется линейризованная параметрическая модель одноосной единицы подвижного состава с 26 степенями свободы.**

Результаты динамических расчетов приобретают все большее значение для железнодорожной промышленности. Оптимальные конструкции приводов, систем рессорного подвешивания, рам тележек, кузовов вагонов и т. д. смогут быть реализованы только в том случае, если спектры отдельных нагрузок определены еще на этапе моделирования единицы подвижного состава. Выбор параметров зубчатых колес, подшипников, букс, осей и характеристик смазочного материала является важным аспектом на этапе проектирования тяговых передач. Приведенные исследования выполнены на базе моде-

ли одноосной тяговой подвижной единицы. Срок службы буксовых узлов колесных пар, зубчатых колес и моторно-осевых подшипников определяют с учетом различных динамических нагрузок. При этом основной задачей является одновременный учет динамических нагрузок от пути и тяговых характеристик, влияющих на расчет срока службы, а также допустимых нагрузок для отдельных узлов передачи, в частности зубчатого колеса.

## Анализ предыдущих исследований

В специальной литературе часто приводятся результаты исследований в области динамики тягового привода. Они посвящаются работе тяговых передач и, прежде всего, динамическим воздействиям, типичным для контакта колеса с рельсом и оказывающим значительное влияние на узлы передачи. В ряде работ также приведены результаты исследований, посвященных динамическим нагрузкам в передаче при различных видах воздействий со стороны пути и использующих в основном торсионную модель. Результаты таких исследований нельзя использовать для параметрирования отдельных узлов передачи, поскольку они велись без учета стохастических возмущений модели со стороны пути.

## Построение модели и метод расчета

Рассматриваемая модель имеет 26 степеней свободы. Она состоит из масс и моментов инерции масс колесной пары, сопряженного привода с опорно-осевой подвеской и относящейся к колесной паре части тележки и кузова вагона. Элементы жесткости и демпфирования имеют линейные характеристики, а контакт колеса с рельсом смоделирован согласно линейной теории Калкера. Привод выполнен как односторонний одноступенчатый осевой передаточный механизм с прямозубым зацеплением. Для исследований использовались технические данные локомотива серии V63 Государственных железных дорог Венгрии. На рис. 1–3 приведена структура модели в трех проекциях.

Модель одновременно отображает вертикальную и поперечную динамику. Вертикальные и поперечные перемещения связаны с крутильными колебаниями модели привода. Ось колесной пары 1 (см. рис. 1) характеризуется упругостью при кручении в зонах посадки зубчатого колеса 2 (см. рис. 1) и обоих колес (поз. 3 на рис. 1). Жесткость в контакте зубьев А (рис. 2) имеет линейный характер и рассчитана согласно методике, изложенной в литературе по деталям машин и механизмов.

Задачей исследования было выполнение расчета воздействий не от внутренних, а от внешних возмущений. Описание модели выполнено с помощью системы дифференциальных уравнений, а реше-

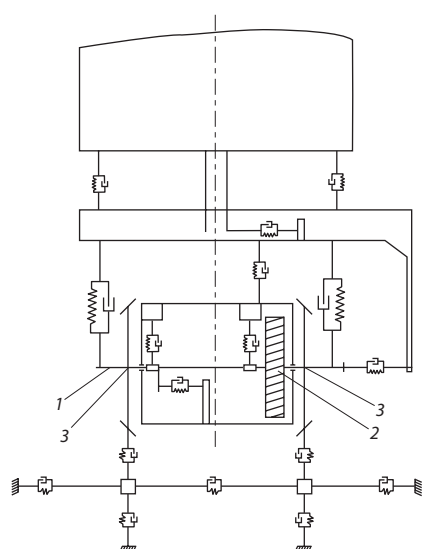


Рис. 1. Вид модели спереди:

1 — ось колесной пары; 2 — зубчатое колесо; 3 — подступичная часть оси

ние — с использованием математической программы Maple компании Waterloo Maple, Онтарио (Канада). Скорость, крутящий момент и функция возбуждения со стороны пути являются входными параметрами программы. В табл. 1 приведены основные характеристики зубчатой передачи.

### Расчетные нагрузки

В расчете учитывалось влияние трех факторов на модель: тяговой мощности, прицепной массы поезда и возбуждения со стороны пути.

#### Влияние тяговой мощности

Тяговая характеристика, приведенная на рис. 4, построена в соответствии с алгоритмом регулирования тяговой мощности. Качество пути в расчетах принято высоким. В расчетных вариантах нагрузки рассматривались 20, 60 и 100%-ная сила тяги. Масса поезда, ведомого локомотивом, принята равной 1000 т. Более высоким значениям скорости соответствуют большие величины крутящего момента.

#### Влияние прицепной массы поезда

В данном варианте расчета локомотив ведет поезда разной массы: 1000, 2000 и 3000 т. Качество пути принято высоким, регулируемая тяговая мощность составляет 100%. При повышении скорости значение тягового момента уменьшается.

#### Влияние возбуждений со стороны пути

Этот вариант расчета был необходим для определения качества пути и его влияния на модель. Стохастические отклонения в положении пути от нормы смоделированы в определенном временном диапазоне. Функции возбуждения не являются периодическими. Локомотив ведет поезд массой 1000 т, тя-

говая мощность составляет 100%, участок пути прямой, скорость постоянная. На рис. 4 приведены тяговые характеристики и функции сопротивления движению для поездов разной массы. В табл. 2 даны значения для точек пересечения при расчете влияния тяговой мощности, а в табл. 3 — данные для точек пересечения, объединенные с параметром влияния массы поезда.

Влияющие параметры возбуждения со стороны пути были рассчитаны в точке пересечения, обозначенной кружком на рис. 4 (точки 3a — 3c). Функции возбуждения пути приняты разными в зависимости от качества отдельных рельсов, однако их строили исходя из одинакового спектра. Возбуждение со стороны пути обусловлено продольными и поперечными по высоте отклонениями в положении рельсов. Разброс значений отклонения в положении пути можно задавать в виде математического выражения характеристики отклонения в положении пути.

### Результаты расчета зубчатых колес

Линейные (поступательные) и вращательные перемещения и скорости по отдельным степеням свободы были определены с помощью системы дифференциальных уравнений. Далее результаты обработа-

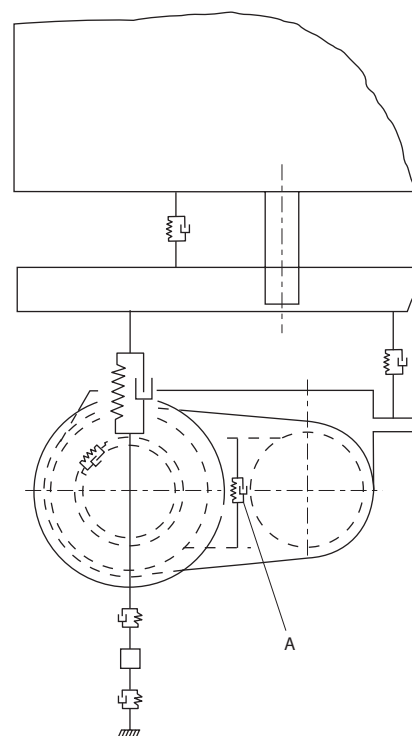


Рис. 2. Вид модели сбoku

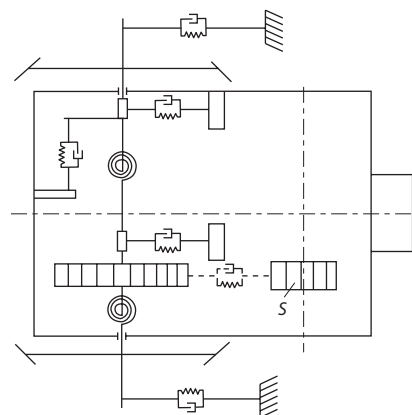


Рис. 3. Модель в плане:  
S — шестерня

Таблица 1

Параметры зубчатой передачи

Параметр	Обозначение	Значение
Передаточное число	$i$	$73/19 = 3,842$
Расстояние между осями, мм	$a$	560
Модуль зубьев, мм	$m$	12
Длина зуба, мм	$b$	130
Угол зацепления, град	$\alpha$	20
Угол наклона линии зуба, град	$\beta$	0
Смещение профиля	$x_1$	0,4243
	$x_2$	0,2472
Диаметр начальной окружности, мм	$d_{w1}$	231,3043
	$d_{w2}$	888,6956

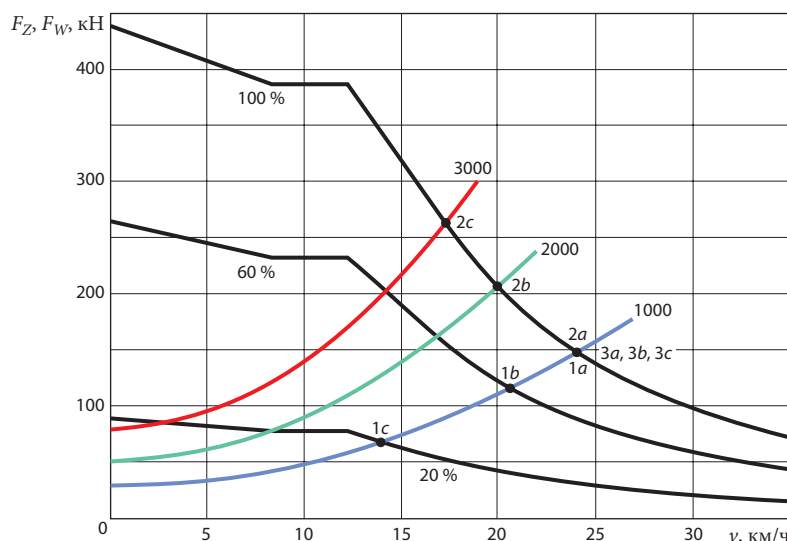


Рис. 4. Тяговая характеристика локомотива и кривые сопротивления движению;  $F_z$  — сила тяги;  $F_w$  — сила сопротивления движению;  $v$  — скорость движения

ли с учетом жесткости и демпфирования, чтобы получить силы и моменты, действующие между масса-ми модели. Силы зубчатого колеса представляют собой функции во временном диапазоне. На рис. 5 показан характер изменения силы расчетного варианта нагрузки 1а во времени. Статистическое среднее значение этой силы составляет примерно 35 400 Н. В статистической оценке не учитывались результаты для временного диапазона от 0 до 4 с, так как его значения

еще демонстрируют нестабильность решения системы дифференциальных уравнений.

Для определения величины запаса прочности необходимо было статистически вычислить тангенциальное усилие на зубе. Эквивалентное тангенциальное усилие на зубе, или соответствующий момент, было рассчитано на основе функций сила — время по отдельным вариантам нагрузки. Для этого расчета использовался метод определения эквивалентного момента по за-

данному спектру нагрузок. Вместо момента непосредственно рассчитывали тангенциальную силу, потому что она является исходной величиной для расчета коэффициента запаса прочности зуба. Эквивалентное касательное усилие в ньютонах определяли по формуле

$$F_{teq} = [\sum (\Delta t_i F_{ti})^p / \sum \Delta t_i]^{1/p},$$

где  $\Delta t_i$  — временной интервал для расчета системы дифференциальных уравнений (0,008 с);  $F_{ti}$  — величина касательного усилия в ньютонах в момент  $\Delta t_i$ ;  $p$  — показатель степени уравнения. Величина  $p$  зависит от того, какой коэффициент запаса прочности определяется: против усталостного выкрашивания или разрушения ножки зуба. В табл. 4 приведены значения показателей степени  $p$  для большого зубчатого колеса.

Величины запаса прочности были вычислены с помощью программы ST plus 3.3b для цилиндрического зубчатого колеса, разработанной компанией Voith Turbo & Co. KG, Хайденхайм (Германия). Это одна из компьютерных программ, разработанных в научно-исследовательском объединении техники привода. При этом был введен коэффициент использования  $K_A$  для учета механических и электрических эффектов, опущенных при расчете модели. Такими факторами воздействия являются, например, процессы боксования и изменения коэффициента трения на рельсах, разница в диаметрах колес, перераспределение осевых нагрузок, неисправности преобразователя, вибрация тяговых двигателей и нарушения их рабочих режимов в случае разных условий сцепления на осях одной тележки при групповом питании двигателей от общего преобразователя. Эти факторы воздействия были учтены с помощью коэффициента  $K_A = 1,85$ . Данный коэффициент был затем модифицирован для любого расчетного варианта нагрузки на основе результатов расчета колебаний отдельно для несущей спо-

Таблица 2

Параметры влияния тяговой мощности

Параметр	Регулируемая тяговая мощность, %		
	20 (1c)	60 (1b)	100 (1a)
Скорость движения:			
в км/ч	50,4	75,6	86,4
в м/с	14	21	24
Сила тяги, кН	68,5	112,6	151,1
Тяговая мощность, кВт	959	2365	3626

Таблица 3

Параметры влияния массы поезда ( $F = 100\%$ )

Параметр	Прицепная масса поезда, т		
	1000 (2a)	2000 (2b)	3000 (2c)
Скорость движения:			
в км/ч	86,4	72	61,2
в м/с	24	20	17
Сила тяги, кН	151,1	205,1	276,6

способности ножки зуба и допустимой нагрузки при усталостном выкрашивании. Коэффициент использования для боковой поверхности зуба  $K_{AH}$  варьировался от 1,85 до 4,92, а для ножки зуба  $K_{AF}$  — от 1,85 до 6,25. Динамический коэффициент  $K_v$  был рассчитан по методу В. Коэффициент распределения нагрузки по длине зуба  $K_{HB}$  был получен из фактического отклонения линии зуба  $F_{\beta x}$  и составил максимально 1,63. Необходимый запас прочности ножки зуба  $S_{Fmin} = 1,45$ , а запас прочности по усталостному выкрашиванию  $S_{Hmin} = 1,3$ .

**Учет влияния тяговой мощности**

Точки пересечения 1a — 1c (см. рис. 4) отображают типичные случаи нагрузок для данного исследования. Изменение коэффициента запаса прочности в основании зуба показано на рис. 6.

На рисунке показаны точки, относящиеся к идеальному качеству пути, и точки, полученные при расчетных вариантах нагрузки и хорошем (но не идеальном) качестве пути (красные линии). Меньший запас прочности соответствует более высоким нагрузкам. Как и следовало ожидать, кривая имеет падающий характер. При этом характеристика запаса прочности изменяется нелинейно. Красные кривые относятся к точкам пересечения, где учитывается дополнительная на-

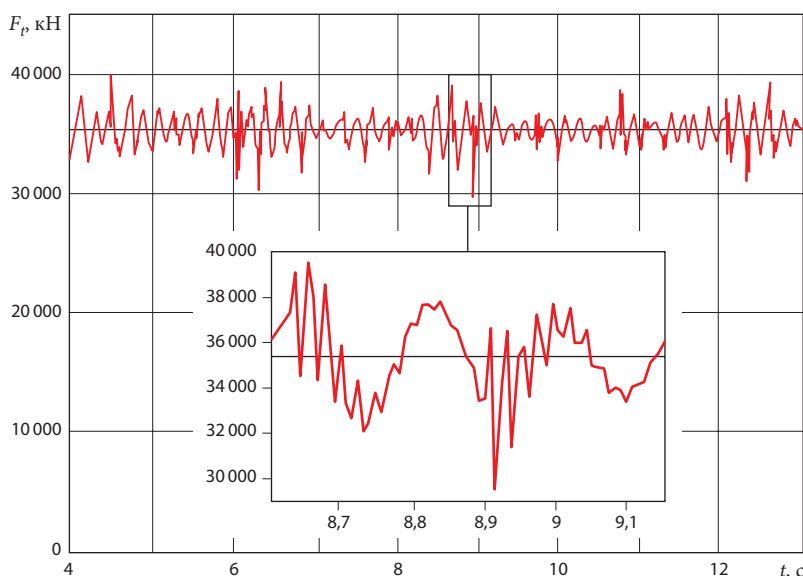


Рис. 5. Изменение тангенциальной силы в режиме 1a:  $F_t$  — тангенциальная сила;  $t$  — время

грузка, обусловленная отклонениями в положении пути. Эти кривые показывают, что влияние неровностей пути невелико. Таким образом, усилия на зубе, вызываемые тяговым моментом, превышают динамическое воздействие от стохастических возбуждений со стороны пути.

На рис. 7 показаны характеристики запаса прочности против усталостного выкрашивания в функции тяговой мощности. Здесь тенденция такая же, как и при напряжениях в ножке зуба. Линейное изменение коэффициента имеет падающий характер. Коэффициенты запаса прочности, как и сле-

Таблица 4

**Значения показателя степени  $p$  для определения эквивалентных усилий на зубе**

Нагрузочный режим	Усталостное выкрашивание	Напряжения в ножке зуба
1a	6,17	14,36
1b	6,09	13,88
1c	5,95	13,5
2a	6,17	14,36
2b	6,09	13,88
2c	6,02	13,63
3a	6,17	14,36
3b		
3c		

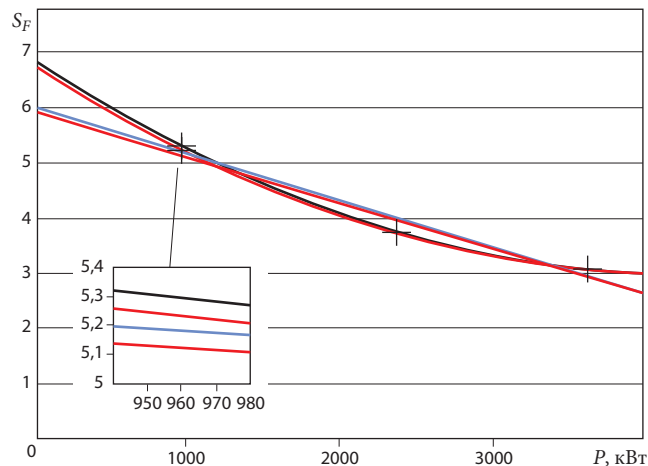


Рис. 6. Зависимость коэффициента запаса прочности в основании зуба  $S_F$  от тяговой мощности  $P$

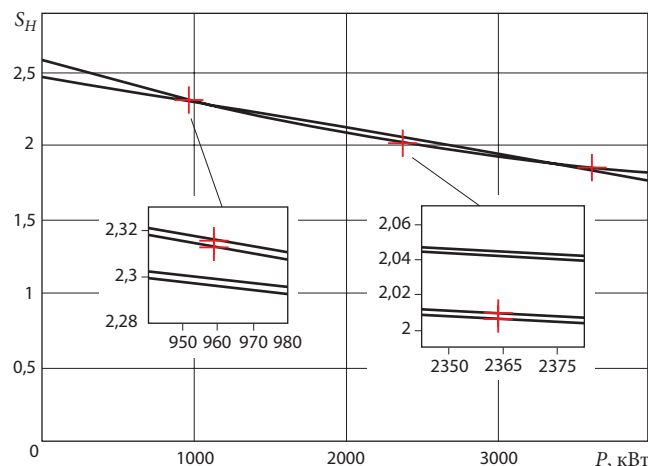


Рис. 7. Характеристики запаса прочности зубьев против усталостного выкрашивания  $S_H$  в функции тяговой мощности  $P$

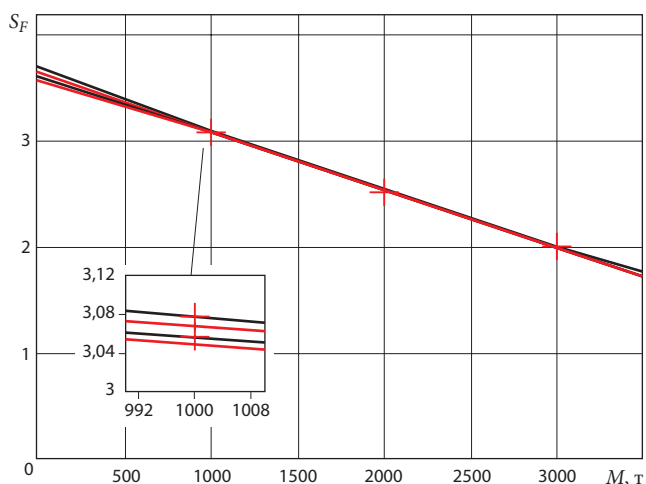


Рис. 8. Изменение коэффициента запаса прочности в основании зуба  $S_F$  в функции массы поезда  $M$

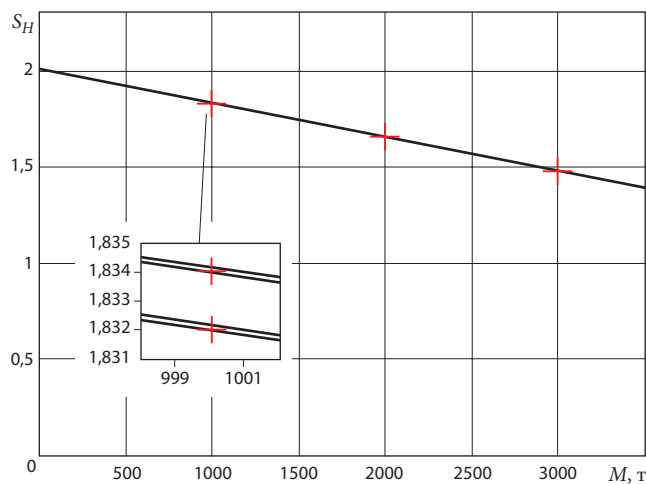


Рис. 9. Кривая коэффициента запаса против усталостного выкрашивания  $S_H$  в функции массы поезда  $M$

довало ожидать, несколько меньше при наличии отклонений в положении пути (красные линии), однако влияние этих отклонений еще незначительнее, чем в предыдущем случае.

**Роль прицепной массы поезда**

Предметом этого раздела исследований стали точки пересечения  $2a — 2c$  (см. рис. 4). Здесь исследование величины запаса прочности для отдельных нагрузок также дополнено вариантом для идеальных рельсов. Полученные характеристики приведены на рис. 8. Красные линии обозначают то же самое, что и на рис. 6 и 7. Функции имеют ли-

нейный падающий характер. Различия, вносимые учетом дефектов пути, минимальны и стремятся к нулю. Коэффициент запаса прочности зуба в основании тем меньше, чем выше масса прицепного поезда. Тенденция аналогична той, что и при влиянии тяговой мощности, однако предельные условия разные. В первом исследовании скорость и тяговый момент были одновременно увеличены (см. рис. 4, точки пересечения  $1c — 1a$ ), в то время как в рассматриваемом случае с повышением силы тяги уменьшается скорость движения (см. рис. 4, точки пересечения  $2a — 2c$ ). Это значит, что момент или тангенциальное усилие на зубе больше влияет

на показатели степени  $p$  и на коэффициенты запаса прочности, чем на окружную скорость.

Точки характеристик на рис. 9 лежат практически на одной линии, имеющей падающий характер. Влияние возбуждения пути в данном случае также меньше, чем при напряжениях в основании зуба.

**Возбуждения со стороны пути**

На рис. 10 показаны примерные функции качества рельсов. Отклонения в положении пути характеризуются разбросом значений функций, которые указаны в табл. 5.

Как видно из рис. 4, исследуемые точки  $3a — 3c$  имеют одина-

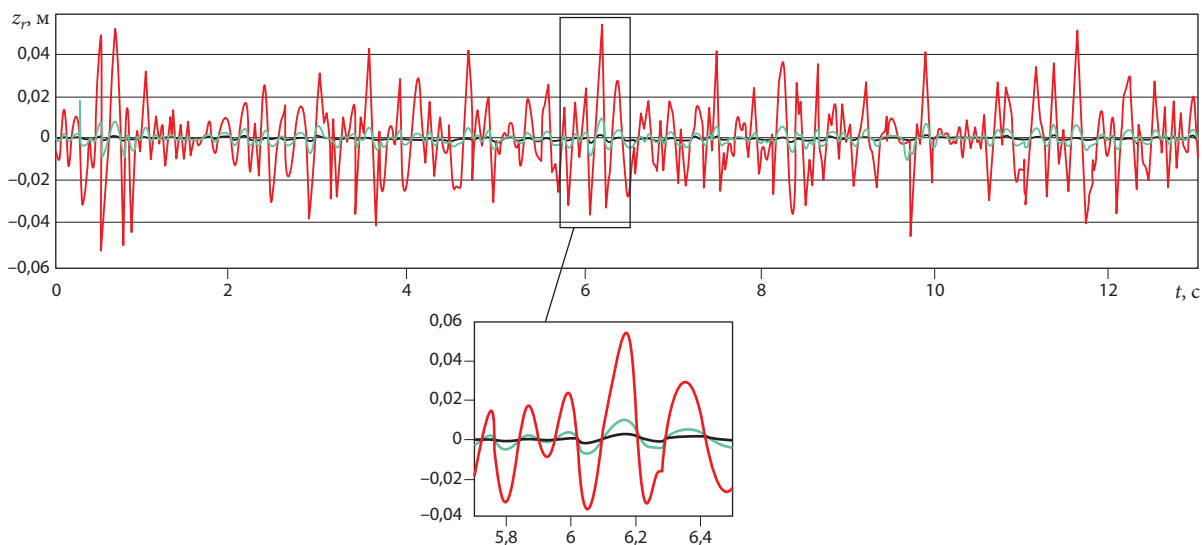


Рис. 10. Моделирование дефектов пути  $z$  для исследования режимов  $3a — 3c$

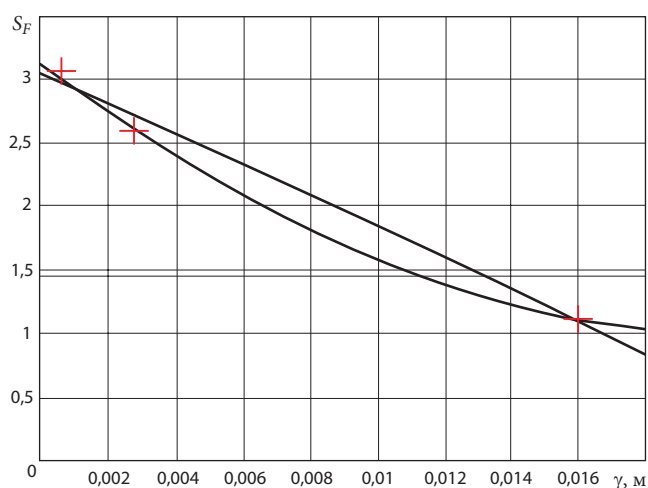


Рис. 11. Изменения коэффициента запаса прочности в основании зуба  $S_F$  в зависимости от дефектов положения пути  $\gamma$

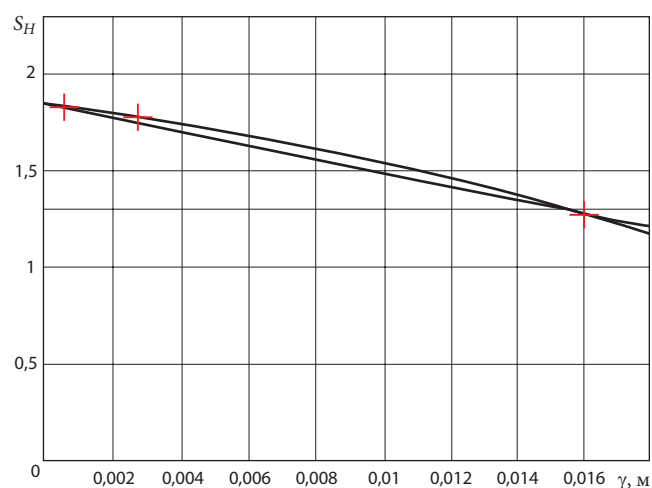


Рис. 12. Изменение коэффициента запаса прочности против усталостного выкрашивания  $S_H$  в зависимости от дефектов пути  $\gamma$

ковые параметры динамики движения по пути разного качества. В этом разделе исследований локомотив ведет поезд массой 1000 т, при этом тяговая мощность используется на 100%. Результаты исследований приведены на рис. 11 и 12. Всего было рассчитано четыре точки для пути разного вида: идеального, реального высокого качества, среднего и низкого качества. Изменение коэффициента запаса прочности в основании зуба, показанное на рис. 11, имеет явно нелинейный характер, причем тенденция, как и следовало ожидать, падающая. Допустимое минимальное значение запаса прочности, равное 1,45, было выбрано в соответствии с методикой, содержащейся в литературе по деталям машин и механизмов. На основании результатов расчета можно заключить, что путь плохого качества при прохождении поезда массой 1000 т на максимальной тяговой мощности может привести к повреждению основания зуба, если такой режим будет длительным.

Характеристика запаса прочности против усталостного выкрашивания нелинейна и имеет падающую тенденцию (см. рис. 12). Минимально допустимый запас прочности составляет 1,3. Нагрузка от пути плохого качества может

привести к выходу из строя боковой поверхности зуба. Следует отметить, что данная кривая имеет выгнутый характер относительно горизонтальной оси координат. Если такая форма подтвердится для большего числа точек, она заслуживает более пристального внимания и дополнительных исследований.

### Выводы

Характеристики запаса прочности для переменной тяговой мощности демонстрируют нелинейность в отношении напряжений в основании зуба и линейность в отношении усталостного выкрашивания. Тем не менее нелинейная характеристика почти не отличается от линейной. Что касается влияния прицепной массы поезда, то линейная зависимость определенно видна не только в нагрузке на основание зуба, но и в склонности к усталостному выкрашиванию его боковой поверхности. Влияние отклонений в положении пути уменьшается с повышением тягового момента, причем различие между путем нормальным и имеющим стохастические дефекты крайне мало. Причиной этого является то, что искусственно создаваемые отклонения в положении

Таблица 5

Разброс величин отклонений в положении пути

Режим	Качество пути	Разброс величин отклонений, м
3a	Высокое	0,00056
3b	Среднее	0,0027
3c	Низкое	0,016

пути хорошего (но не идеального) качества слишком незначительны и разброс величин отклонений невелик. Кроме того, точки расчета слишком сближены (см. рис. 11 и 12). При расчете возбуждения со стороны пути воздействие на основание зуба имеет определенно нелинейный характер. Характеристика усталостного выкрашивания хотя и является нелинейной, но близка к линейной. Эта кривая вогнутая, что позволяет предполагать, что плохое качество пути может вызвать быстрое выкрашивание боковой поверхности зуба. Результаты расчета подтверждаются практическим опытом. Нагрузки, являющиеся реальными для рассматриваемого локомотива серии V63, не оказывают отрицательного влияния на срок службы исследованного зубчатого зацепления.

L. Boronkai, Z. Roth. *Glaser's Annalen*, 2006, № 9, S. 408–415.